

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Сумський державний університет**  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

Микола

СОТНИК

\_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня бакалавр**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

на тему: «Насос нафтовий магістральний НМ 350-700» (Oil magistral pump NM 350-700)

Здобувача групи ГМ-м-31

Біланов Дмитро Романович

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Біланов Дмитро Романович

\_\_\_\_\_  
Підпис

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Едуард КОЛІСНІЧЕНКО

\_\_\_\_\_  
Підпис

**Суми – 2024**

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

**Спеціальність** 131 «Прикладна механіка»  
**Освітня програма** «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
прикладної гідроаеромеханіки  
\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на кваліфікаційну роботу магістра**

Біланову Дмитру Романовичу

**1 Тема роботи:** «Насос нафтовий магістральний НМ 350-700» (Oil magistral pump NM 350-700)

затверджена наказом по університету від “\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

**2 Термін здачі студентом закінченої роботи** 01.12.2024

**3 Вихідні дані до роботи:**

Подача  $Q = 350 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 700 \text{ м}$ , частота обертів ротора  $n = 3000 \text{ об/хв.}$ , густина робочої рідини  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ , кількість ступенів – 6.

**4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**

- гідравлічні розрахунки (робочого колеса, напрямного апарату, гідроп'яти, підводу, відводу);
- розрахунки на кавітацію;
- розрахунки з вибору електродвигуна;
- розрахунки на міцність.

**5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**

теоретичне креслення РК проміжної ступені, креслення РК, креслення напрямного апарату, креслення секції, складальне креслення насоса, монтажне креслення насоса, креслення ротора насоса, креслення деталей, 3-D креслення робочого колеса.

**6 Перелік додаткових розділів до кваліфікаційної роботи та закріплених за ними консультантів**

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Гідравлічні розрахунки	03.11.2024	
2	Теоретичне креслення робочого колеса		
3	Креслення робочого колеса		
4	Розрахунки на кавітацію		
5	Креслення напрямного апарату		
6	Розрахунки з вибору електродвигуна		
7	Креслення секції		
8	3-D креслення РК		
9	Розрахунок ущільнення	07.11.2024	
10	Розрахунки на міцність		
11	Розрахунки з вибору підшипників		
12	Складальне креслення насоса	15.11.2024	
13	Монтажне креслення насосного агрегату	20.11.2024	
14	Креслення деталей насосу	25.11.2024	
15	Креслення ротора насоса		
16	Виконання розділу з охорони праці	27.11.2024	
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	01.12.2024	
18	Захист роботи	09.12.2024	

Дата видачі завдання: 10.10.2024 р.

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

Біланов Д.Р.

Керівник

\_\_\_\_\_

(підпис)

Колісніченко Е.В.

**Анотація**

Пояснювальна записка: 52 с., 15 рисунків, 4 таблиці, 12 додатків, 11 літературних джерел.

Графічні матеріали: 7 аркушів формату А1: теоретичне креслення РК проміжної ступені, креслення РК, креслення напрямного апарату, креслення секції, складальне креслення насоса, монтажне креслення насоса, креслення ротора насоса.

Мета роботи - розроблення конструкції насоса для транспортування магістральними трубопроводами нафти і нафтопродуктів.

Відповідно до поставленої мети:  
виконано гідравлічні розрахунки ;  
проведено розрахунки на кавітацію;  
вибрано електродвигун;  
здійснено розрахунки на міцність.

У розділі охорони праці розглянута сутність захисного заземлення, норми допустимого опору і порядок його розрахунку.

У розділі економіки оглянута виробнича структура підприємства, цеху та наведений приклад одного з підрозділів такої структури.

Ключові слова: ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ, НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ЛОПАТЬ, ПОТОК.

1. Гідравлічні розрахунки	6
1.1 Проектування робочого колеса	6
1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів	6
1.1.2 Вихідні дані для розрахунку	6
1.1.3 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	8
1.1.4 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	9
1.1.5 Визначення числа лопатей та їх товщини	11
1.1.6 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	11
1.1.7 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	13
1.1.8 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	15
1.1.9 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	16
1.1.10 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	17
1.1.11 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті	22
1.1.12 Профілювання лопаті	26
1.1.13 Виконання робочого креслення робочого колеса	35
1.2 Проектування направляючого апарату	36
1.3 Розрахунки на кавітацію	38
2. Розрахунки на міцність	39
2.1 Сили, що діють на ротор насоса	39
2.2 Розрахунок торцевого ущільнення	40
2.3 Розрахунок реакцій у опорах валу	41
2.4 Розрахунок підшипників	42
2.5 Розрахунок валу на міцність	44
2.6 Розрахунок на міцність шпонкових з'єднань	45
3. Розрахунки з вибору електродвигуна	46
4. Розділ охорони праці	46
5. Розділ економічної частини	48
Додатки	50
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	51

# 1 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

## 1.1 Проектування робочого колеса

### 1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса на рис. 1.

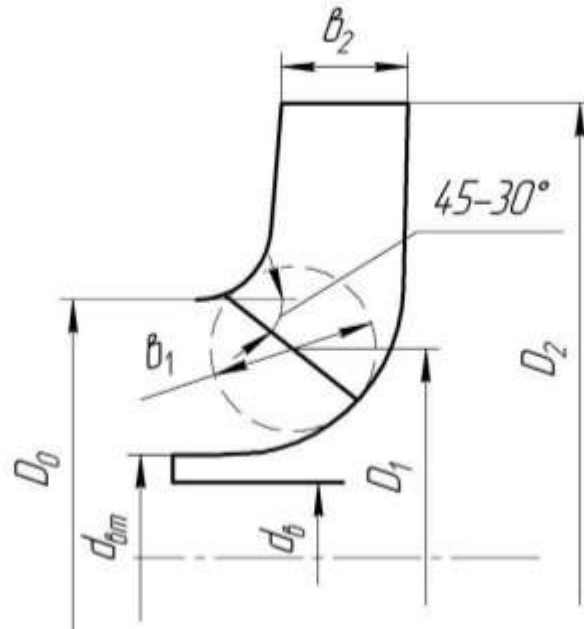


Рисунок 1 - Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

### 1.1.2 Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані для проектування робочого колеса:

-тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ ).

-густина перекачуваної рідини  $\rho = 900$ , кг/м<sup>3</sup>;

-подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 350$  м<sup>3</sup>/год;

-напір  $H = 700$ , м.

Коефіцієнт швидкохідності

-при кількості ступенів  $i = 6$

$$n_s = \frac{3,65 * n * \sqrt{\frac{q}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

$$= \frac{3,65 * 3000 * \sqrt{\frac{350}{3600}}}{\left(\frac{700}{6}\right)^{\frac{3}{4}}} = 96,2$$

- при кількості ступенів  $i = 5$

$$n_s = \frac{3,65 * n * \sqrt{\frac{q}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

$$\frac{3,65 * 3000 * \sqrt{\frac{350}{3600}}}{\left(\frac{700}{5}\right)^{\frac{3}{4}}} = 85,2 ;$$

- при кількості ступенів  $i = 7$

$$n_s = \frac{3,65 * n * \sqrt{\frac{q}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 * 3000 * \sqrt{\frac{350}{3600}}}{\left(\frac{700}{7}\right)^{\frac{3}{4}}} =$$

$$108 .$$

Приймаємо

-  $i = 6$ ,

-  $n_s = 96$ .

За формулою Суханова розраховується приведений діаметр робочого колеса, мм:

$$D_{1np} = K \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

де  $K_{ex} = 3,5 - 5,0$  - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Задля надання робочому колесу кращих кавітаційних характеристик та при розмірах розмірах ( $D_{1np} < 70$  мм) значення  $K_{ex}$  береться більшого значення

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{350}{3600 * 3000}} 10^3 = 135,5 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$n_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 * 96^{-\frac{2}{3}}} = 0,969$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{350}{0,969} = 361,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 135,5 - 0,172)^2} = 0,891.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 * 96^{-2}} = 0,918$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_z \eta'_M \eta_M,$$

де  $\eta_z$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД беремо:  $\eta_M = 0,95 - 0,99$  (менші значення беруться для малих потужностей).

$$0,785 \quad \eta = 0,969 * 0,891 * 0,918 * 0,99 =$$



Формула Споживаної потужності насоса (Вт)

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{900 * 9,81 * 350 * 700}{3600 * 0,785} = 765430 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_z} = \frac{700}{0,891} = 785,6 \text{ м.}$$

### 1.1.3 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Діаметр вала мм, першого наближення, знаходиться з розрахунку на кручення за вказаною формулою

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}},$$

$$M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$$

де  $M$  – крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$  – максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_k] = 10 - 30$  МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному насоса).

$$N_{\max} = 1,1 * 765430 = 841973 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{841973 * 30}{\pi * 3000} = 2680 \text{ Н·м,}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{2680 * 10^3}{0,2 * 15}} = 96 \text{ мм.}$$

Знайдене значення діаметра округляють у більшу сторону за стандартним значенням

$$d_B = 100 \text{ мм.}$$

За виразом розраховують орієнтовний діаметр втулки, мм,

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_B = (1,2 - 1,25)100 =$$
$$= (120 - 125) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{em} = 120 \text{ мм.}$$

### 1.1.4 Визначення геометричних параметрів на вході у робоче колесо

За вказаною формулою встановлюється діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм

$$D_0 = \sqrt{D_{Inp}^2 + d^2} = \sqrt{135,5^2 + 120^2} =$$

$$180,9 \text{ мм.}$$

Шуканий результат округлюється до цілого значення у більшу сторону.

$$D_0 = 180 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{pк}}{3600\pi(D_0^2 - d_{em}^2)} = \frac{4Q_{pк}}{3600\pi(0,180^2 - 0,120_{em}^2)} = 7,1 \text{ м/с.}$$

Задається положення вхідної кромки, яка, за правилами, проектується в зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса .

Орієнтовно  $D_1$  беруть таким, що дорівнює  $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 * 180 = 144 \text{ мм.}$$

Радіус середньої точки  $R_1$ , за ним розраховується кут потоку на вході  $\beta_{1л}$ .

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{144}{2} = 72 \text{ мм.}$$

Вхідну кромку проектують криволінійною та виносять у вхідну воронку, такі дії збільшать анти-кавітаційні характеристики робочого колеса.

Меридіанну складову швидкості  $V'_{1m}$  без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює  $V_0$  (для першого наближення).

$$V'_{1m} = V_0 = 7,1 \text{ м/с.}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості збільшується та встановлюється за формулою:

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

де  $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,25 * 7,1 = 8,88 \text{ м/с.}$$

За трикутником швидкостей кут потоку на вході, град, визначають за таким виразом:

$$\beta_{\text{III}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

де  $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$  - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

$V_{1U}$  - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi * 0,144 * 3000}{60} = 22,62 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах  $V_{1U} = 0$ . У насосах типу Д потік входить у робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, тому  $V_{1U} \neq 0$ . При цьому момент швидкості  $K_1 = V_{1U} R_1$  може бути визначений з виразу

$$K_1 = 0,063 \sqrt{\frac{Q_{\text{р.к.}}^2 n}{(3600)^2}}, \text{ м}^2/\text{с.}$$

Для насосів типу Д швидкість  $V_{1U}$  визначається за виразом:

$$V_{1U} = \frac{0,123 \sqrt{\frac{Q_{\text{р.к.}}^2 n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{\text{III}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} = \arctg \frac{8,88}{22,62} = 21,4^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{\text{III}} + \Delta\beta$$

Цей кут повинен знаходитися у межах 15-30°. Кут атаки  $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$  вводиться задля покращення його кавітаційних властивостей та зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса.

$$\beta_1 = 21,4 + 3,6 = 25.$$

### 1.1.5 Визначення кількості лопатей та їх товщини

Значна частина відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності що мають високі техніко-економічні показники, мають таку кількість лопатей  $z = 5-8$ . Іноді число лопатей зменшують до 1-3.

Приймаємо  $z = 7$ .

Товщину лопаті робочого колеса призначають з технологічних міркувань. Орієнтовна товщина лопаті на вході у робоче колесо сягає значенню  $s_1 = 2-10$  мм при  $D_1 = 150-500$  мм.

На виході з робочого колеса товщина лопаті  $s_2$  дорівнює  $s_1$ , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо  $s_1 = s_2 = 4$  мм.

### 1.1.6 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Уточнюється значення  $\Psi'_1$  за вказаною формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}$$

Повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ . При не виконанні умови, робиться друге наближення, задаючись  $\Psi''_1 = \Psi'_1$ , визначають  $V_{1m}$ , потім  $\beta_{1m}$  та  $\Delta\beta$  (див. п. 1.3). Обчислення повторюється, до виконання умови  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4}{2\pi \cdot 72 \sin 25}} = 1,172$$

$$|1,172 - 1,25| = 0,078 > 0,01$$

2-е наближення

$$V_{1m} = 1,172 \cdot 7,1 = 8,32 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1m} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,32}{22,62} = 20,2^\circ$$

$$\beta_1 = 20,2 + 3 = 23,2.$$

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 * 4}{2\pi * 72 \sin 23,2}} = 1,186$$

$$|1,186 - 1,172| = 0,014 > 0,01$$

3-е приближення

$$V'_{1m} = 1,186 * 7,1 = 8,4 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,42}{22,62} = 20,42^\circ$$

$$\beta_1 = 20,4 + 3 = 23,42$$

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 * 4}{2\pi * 72 \sin 23,42}} = 1,184$$

$$|1,186 - 1,184| = 0,002 < 0,01 - \text{ умова виконується.}$$

Ширина робочого колеса, м, на вході обчислюється за формулою:

$$b_1 = \frac{Q_{p\kappa}}{\pi D_1 V'_{1m}} = \frac{361}{\pi * 0,144 * 8,42 * 3600} = 0,026 \text{ м.}$$

### 1.1.7 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів.

Беремо у першому наближенні  $V_{1U} = 0$  і  $V_{2U} = 0,5U_2$ . Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 * 700/6}{0,5}} = 50,68 \text{ м/с,}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n} = \frac{60 * 50,68}{\pi} = 0,323 \text{ м.}$$

Кінцеве значення  $D_2$  розраховують разом з поправкою на кінцеве число лопатей.

Меридіанна швидкість на виході з робочого колеса (не враховуючи стиснення)

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0) V'_{1m}$$

Для випадку, коли збільшення ширини робочого колеса на виході  $b_2$  для легкого відливання є необхідним, обирають менші значення

$$V_{2m}' = 0,75 V_{1m}' = 0,75 * 7,1 = 5,33 \text{ м/с.}$$

За трикутником швидкостей розраховують кут на виході з робочого колеса  $\beta_2$  у залежності від прийнятого значення  $V_{2m}'$  таким чином, щоб отримати відношення відносних швидкостей на вході та на виході  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ :

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V_{2m}'}{V_{1m}'} \sin \beta_1 \right),$$

де  $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$  - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

$W_1$  - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$  - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей.

Відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  залежить від  $n_s$ . Графічна залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$  наведена на рис. 2.

Рекомендуються такі значення, які забезпечать мінімум втрат:

$n_s$	40	100	200	300
$\beta_2$ , град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Для підвищення напору кут  $\beta_2$  може бути більшим, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

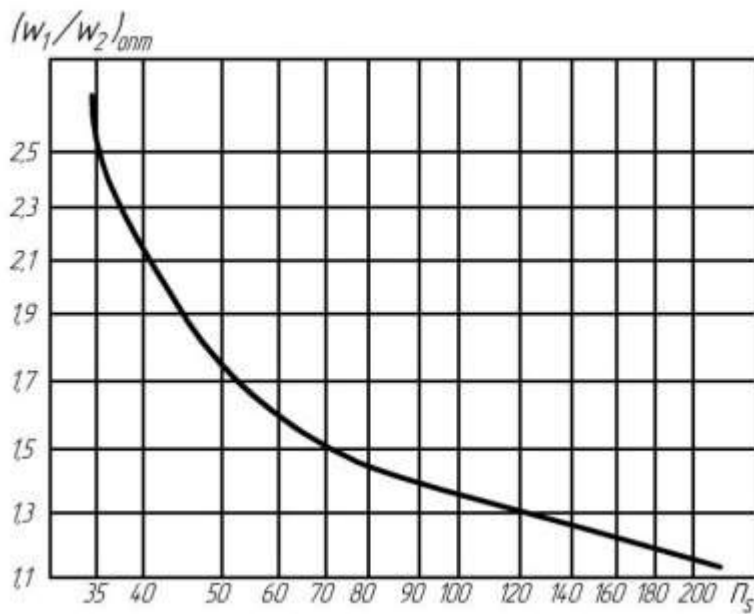


Рисунок 2 - Залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  від  $n_s$

При  $n_s = 96$  визначаємо за графіком  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,4$ .

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right)$$

$$\beta_2 = \left( 1,4 * \frac{1,07}{1,184} * \frac{5,33}{7,1} \sin 23,42^\circ \right) = 22,18^\circ$$

### 1.1.8 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

За формулою Пфлейдерера розраховується поправка  $K_z$  на кінцеве число лопатей:

$$K_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2}$$

Коефіцієнт  $\Psi$  визначається залежно від  $n_s$ :

- при  $n_s < 150$ :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

де менші значення  $\Psi$  беруться для правильно розрахованих робочих коліс із лопатевими відводами;

- при  $n_s = 150 - 200$ ;

$$\Psi = 1,6 \left( \sin \beta_2 + \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sin \beta_1 \right);$$

- при  $n_s > 200$ ;

$$\Psi = \left( 1,7 + 13,3 \left( \frac{V_{2m}}{U_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right) \sin \beta_2$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 22,18^\circ = 0,827$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2}$$

$$p = 2 \frac{0,827}{7} * \frac{1}{1 - \left( \frac{144}{323} \right)^2} = 0,295$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p}$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,295} = 0,772$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_2 * K_z} = \frac{700}{0,891 * 0,772} = 1017 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V_{2m} = 1,07 * 5,33 = 5,7$$

м/с.

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{T\infty} + V_{1U} U_1} =$$



$$= \frac{5,7}{2 \operatorname{tg} 22,18} + \sqrt{\left(\frac{5,7}{2 \operatorname{tg} 22,18}\right)^2 + 9,81 * 1017/6 + 0} =$$

$$= 48,4 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2' = \frac{60U_2'}{\pi n} = \frac{60 * 48,4}{\pi * 3000} = 0,308 \text{ м.}$$

### 1.1.9 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

За значеннями  $s_2$  та  $D_2$  уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса насоса

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}$$

Існує умова  $|\Psi_2' - \Psi_2| \leq 0,01$ . При не виконанні заданої умови, то виконують друге наближення, вказуючи  $\Psi_2'' = \Psi_2'$ , визначають  $V_{2m}$ ,  $\beta_2$  та  $D_2$ . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi_2' - \Psi_2| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 * 4}{\pi * 308 * \sin 23,42}} = 1,079$$

$$|1,079 - 1,07| = 0,009 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширина робочого колеса визначається за формулою:

$$b_1 = \frac{Q_{pк}}{\pi D_2 V_{2m}} = \frac{361}{\pi * 0,308 * 5,7 * 3600} = 0,018 \text{ м.}$$

### 1.1.10 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від розташування втулки робочого колеса. Робочі колеса відцентрових насосів мають або утоплену, або розширену втулку. (рис. 3).

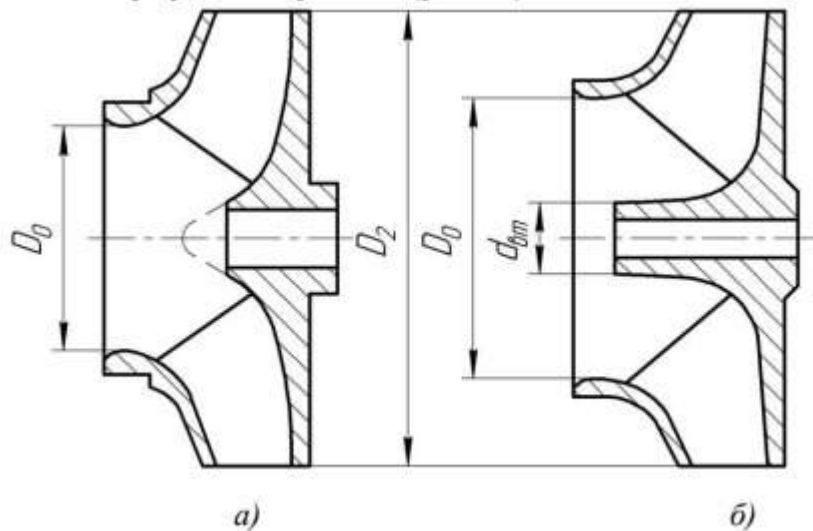


Рисунок 3 - Форма меридіанного перерізу робочого колеса:  
 а - робоче колесо консольного насоса;  
 б - робоче колесо насоса із прохідним валом.

В одноступінчатих насосах із консольним розміщенням колеса на валу використовуються колеса із втопленою втулкою (рис. 3 а).

У таких колесах втулка не здавлює вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини  $D_0$  дорівнює приведеному діаметру входу у колесо  $D_{вп}$ .

Колеса з висунутою втулкою (рис. 3 б) застосовуються у одноступінчастих та багаступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

$$D_0 = \sqrt{D_{вп}^2 + d_{вп}^2}$$

За конструктивними рішеннями, намічають контур меридіанного перерізу колеса, вибирають положення втулки, за наступними рекомендаціями:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно накреслими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами;
- нахил стінок на виході (див. рис. 4)  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$ . Можливі випадки  $\gamma_1 \neq \gamma_2$  (тоді  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0$ );
- при виборі окреслень стінок необхідно уникати надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку будемо мати нерациональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у

другому внаслідок малого радіуса  $R_{II}$  (рис. 4 а) виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це  $l_1 = 0$  або  $l_1 = 0,05D_0$ .

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площ (рис. 5) найкращі результати дає вигнута крива  $F = f(l)$ , спрямована приблизно за бісектрисою кута [3]. Необхідно зауважити, що робоче колесо з розширеною вхідною воронкою тут не розглядаються.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує за допомогою стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Рекомендується брати розширення яке потрібно виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому помітно зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.

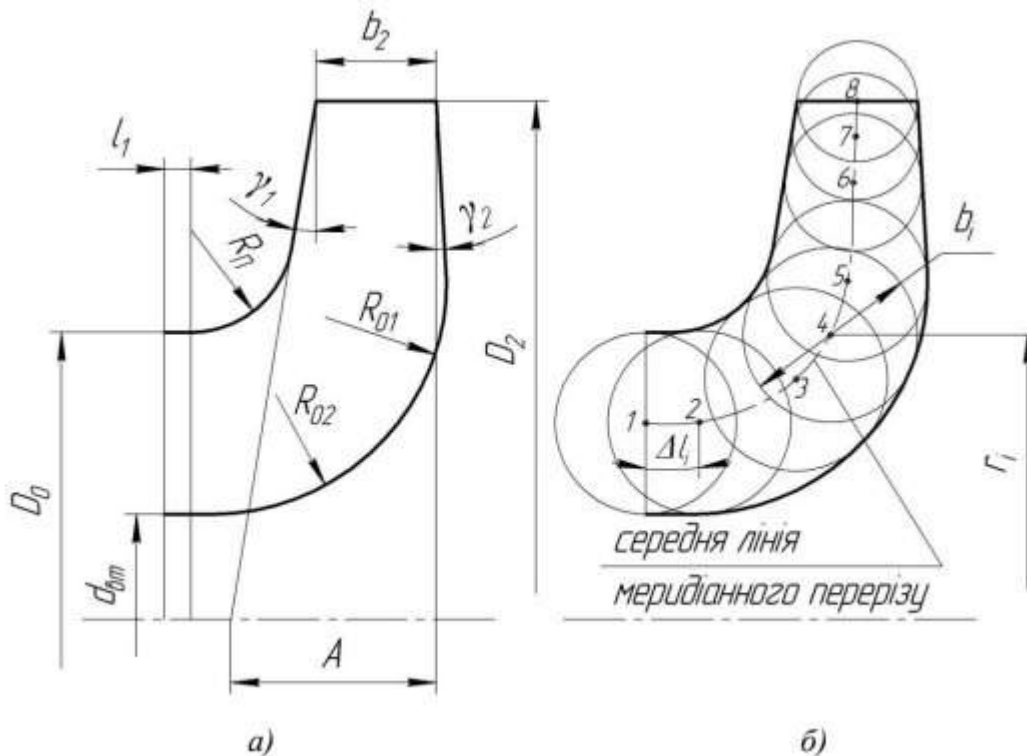


Рисунок 4 - До проектування меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень.

Контури перерізу розставляються в довільному порядку “на око”

Для отримання характеру зміни площі нормального перерізу для наміченого меридіанного перерізу, будується графік  $F = f(l)$  (див. рис. 5), де  $l$  - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. У намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу  $8-10$  кіл. У зоні повороту потоку кола, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеній перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані  $l_1$  від центра дуги радіусом  $R_{11}$  (див. рис. 4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

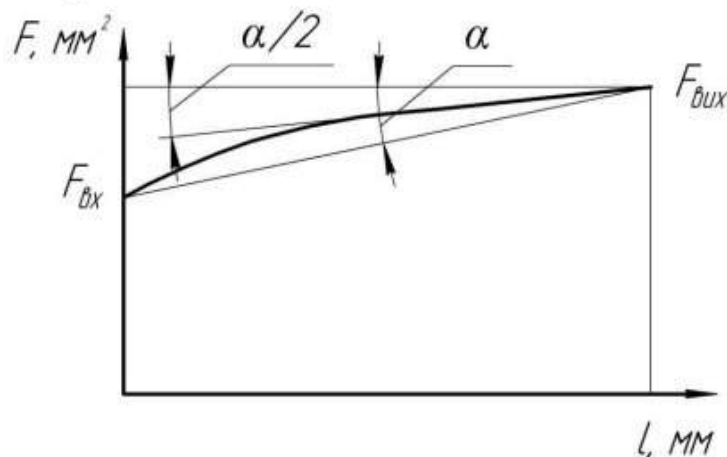


Рисунок 5 - Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

З'єднуючи центри описаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу.

Нумерація центрів вписаних кіл відбувається від входу до виходу.

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

де  $r_i$  - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

Величини  $r_i$  та  $b_i$  визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

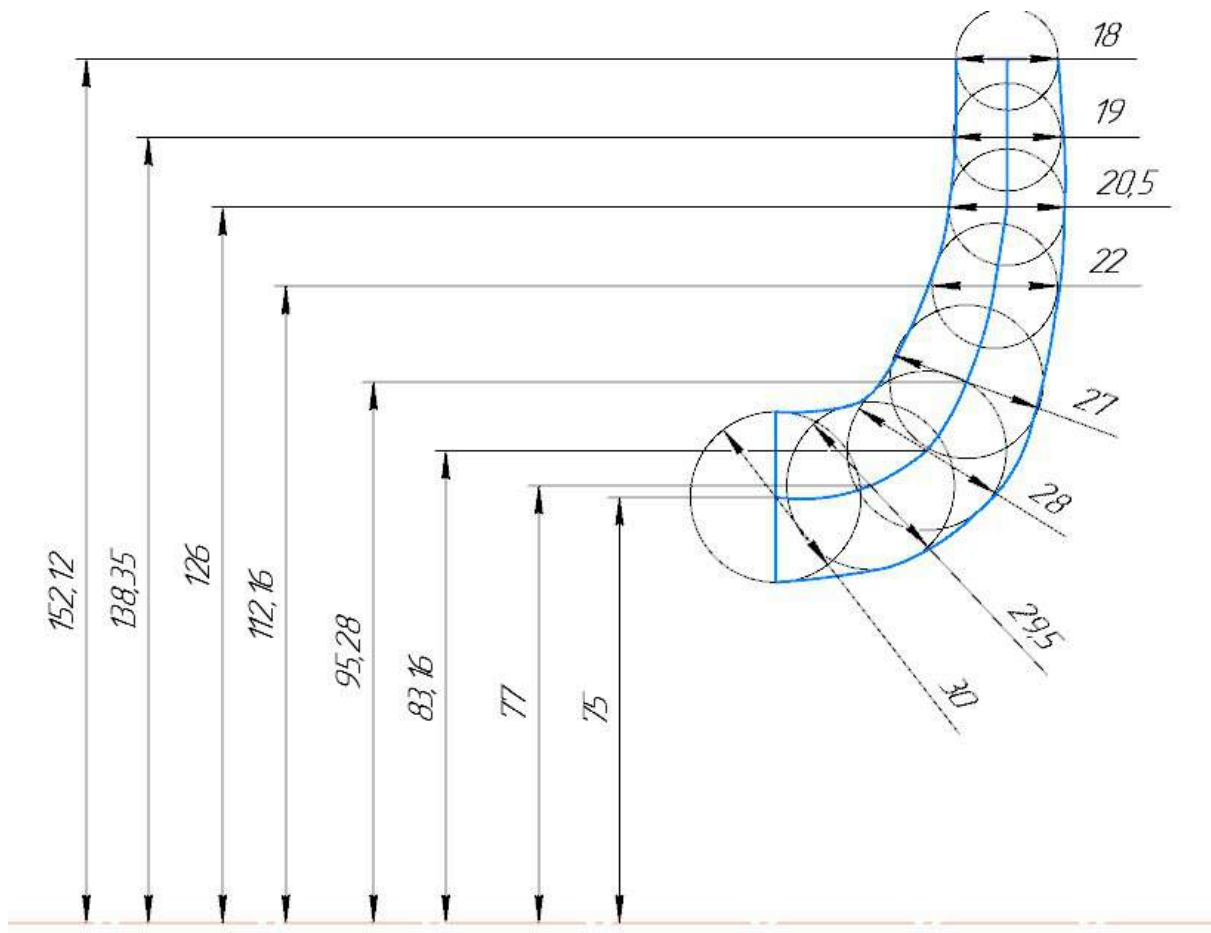


Рисунок 6 Креслення меридіанного перерізу.

Таблиця №1

№	r	b1	L	Fi	
1	75	30	17	14137	
2	77	29,5	28,7	14265	
3	83,16	28	42,8	14623	
4	95,28	27	60,4	16156	
5	112,16	22	74,4	15496	
6	126	20,5	86,6	16221	
7	138,35	19	100,5	16508	
8	154,12	18		17417	

Графік зміни площ меридіанного перерізу

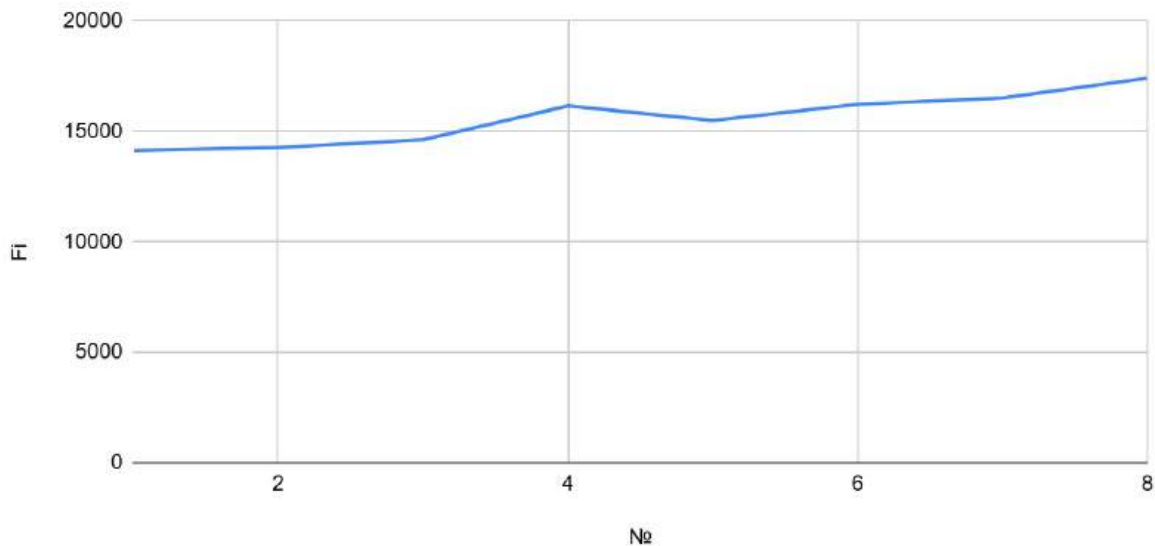


Рисунок 7.

За даними таблиці будують орієнтовний графік  $F = f(l)$ . Відстань  $\Delta l_i$  вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається з креслення.

Далі порівнюють результати розрахунку з рекомендованим графіком. Як правило, побудову меридіанного перерізу робочого колеса повторюють декілька разів, поки не буде отримано бажаного графіка  $F = f(l)$ . При цьому зміна форми меридіанного перерізу робочого колеса досягається за рахунок зміни розміру  $A$  та радіусів  $R_{11}$ ,  $R_{01}$ ,  $R_{02}$ .

### 1.1.11 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

Нормалі називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка  $F = f(l)$  (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки  $A$  і  $C$  дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 6 а). Точкою  $O$  позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки  $AO$ ,  $CO$  та  $AC$ . З точок  $A$  та  $C$  перпендикулярно до відрізків  $AO$  і  $CO$  проводять промені, що перетинаються у точці  $K$ , з якої радіусом  $R=KA=KC$  проводиться дуга  $AC$ , що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром  $D_2$ .

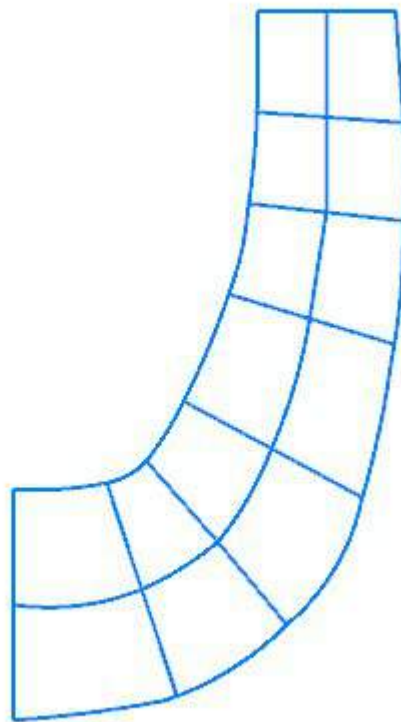


Рисунок 8 Проектування ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 8). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості  $V_m$  вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула

поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість  $V_m = \frac{Q_{p.k.}}{F}$  береться сталою вздовж нормалі. На практиці було показано, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою ( $V_m = const$ ) вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від  $n_s$  та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2.

Таблиця 2

$n_s$	<100	100-150	150-300	300-450
Кількість потоків $k$	2	3	4-5	6-7
Кількість розрахункових перерізів (ліній течії) $n$	3	4	5-6	7-8

Приймаємо кількість потоків – 2.

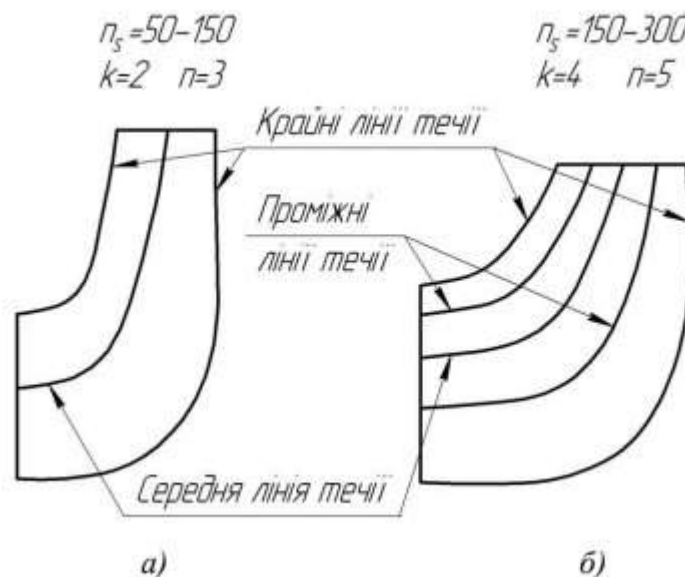


Рисунок 9 - Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі, через кожен струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600k} = 2\pi V_m (r \cdot l)_1 = 2\pi V_m (r \cdot l)_2 = 2\pi V_m (r \cdot l)_k$$



де  $Q_{p.k.}$  - постійна витрата через робоче колесо;  
 $l$  - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;  
 $r_{ц.м.}$  - відстань від центра тяжіння відрізка  $l$  до осі колеса.

Оскільки швидкість  $V_m$  вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.м.}l = const$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 11), на якій відкладають рівні відрізки  $\frac{b_2}{k}$ . Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз I-I) визначають з рівності

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = \dots = \frac{D_0^2 - d_{em}^2}{k}$$

Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень. Необхідно провести ці лінії таким чином, щоб проточна частина колеса була розділена на частини, у яких протікали б однакові кількості рідини  $q$ . Для цього нормаль розбивають на ділянки  $l'$ ,  $l''$  та  $l'''$  (рис. 10). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток  $r_{ц.м.}l$ . Величини  $r_{ц.м.}$  та  $l$  визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова  $r_{ц.м.}'l' = r_{ц.м.}''l'' = r_{ц.м.}'''l'''$ . Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Ділянки нормалі у багатьох випадках внаслідок їх малої кривизни можна замінити на відрізки прямих.

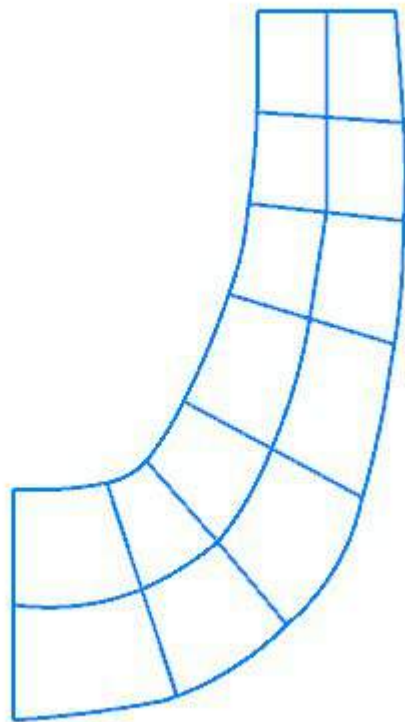


Рисунок . 10 Результат розбиття на нормалі лопаті.

### 1.1.12 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюдженим методом у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні.

Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: - будують координатну сітку на поверхні току; -профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндру; -будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 11) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей),

проведених із відстанями між ними відповідно  $\Delta S$  та  $\Delta L$ . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кут  $\Delta\phi$  між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 11), який, як правило беруть таким, що дорівнює  $5-10^\circ$ , та радіусом конформного циліндра  $R_{к.ц.} = 150 - 200$  мм (іноді припускають, що  $R_{к.ц.} = R_2$ ), після чого визначають розміри  $\Delta S$  та  $\Delta L$  за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

де  $C$  - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ}.$$

Приймаємо  $R_{к.ц.} = 150$  мм,  $C = 10$ ,  $\Delta\phi = 10^\circ$ . Тоді

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \text{ мм},$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ} = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10}{180} = 26,18 \text{ мм}.$$

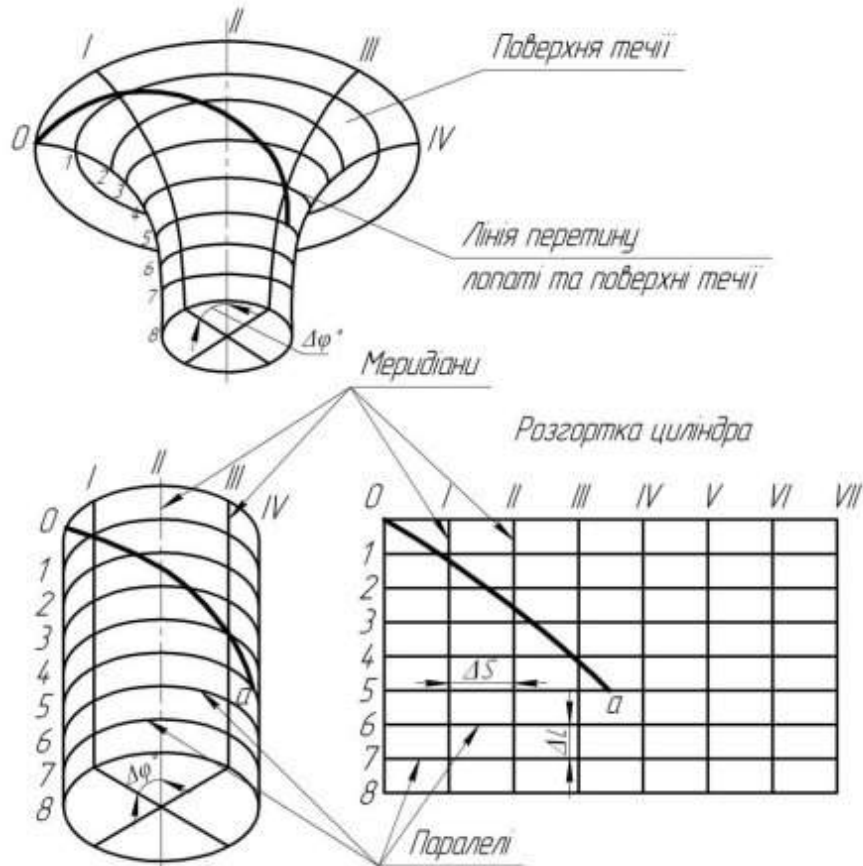


Рисунок 11 - Сітка на розгортці відображувача циліндра

Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії  $a$ ,  $b$ ,  $c$  (рис. 10) на відрізки  $\Delta l$  за умовами конформності

$$\frac{r_{\text{ср}}}{\Delta l_i} = \frac{R_{\text{к.л.}}}{\Delta L} = \text{const}$$

де  $r_{\text{ср}}$  - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l$ .

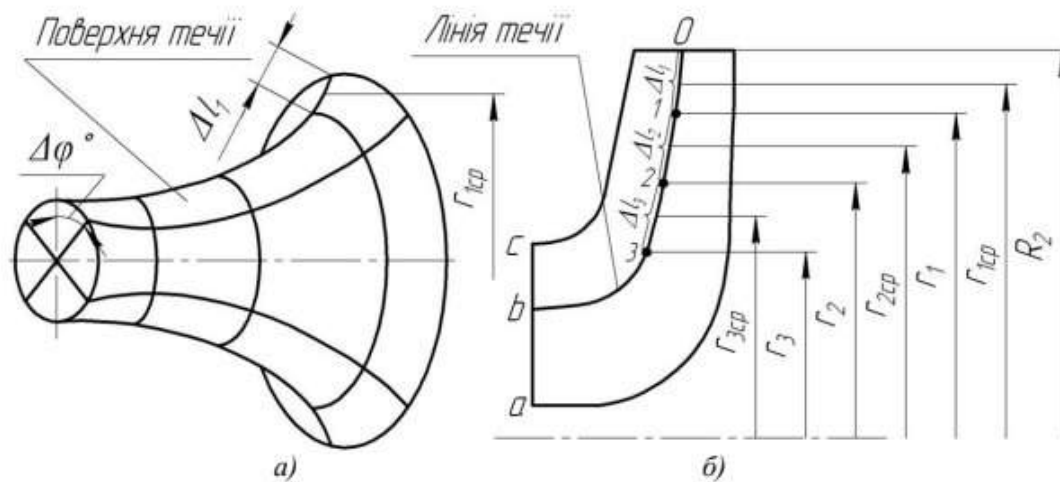


Рисунок 12 - Розбивка ліній течії

Для циліндричної поверхні  $R_{к.ц.} = const$ ,  $\Delta l = const$ . Для поверхні течії (рис. 12 а)  $r \neq const$ , тоді й  $\Delta l \neq const$ . Величини відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані  $r$ . При розрахунку відрізків  $\Delta l$  можна застосувати метод послідовного наближення. У першому наближенні довжину відрізка можна визначити з виразу

$$\Delta l'_1 = r'_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}},$$

де  $r'_{1cp} = R_2$ .

Відкладають відрізок  $\Delta l'_1$  від вихідної точки 0 вздовж лінії течії у бік входу, потім знаходять середину відрізка  $\Delta l'_1$  та з креслення визначають уточнену відстань  $r''_{1cp}$  від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l'_1$ . Обчислюють уточнене значення довжини відрізка (друге наближення)

$$\Delta l''_1 = r''_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}}.$$

Якщо величина  $\Delta l''_1$  відрізняється від  $\Delta l'_1$  більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину  $\Delta l_1$  відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії течії у бік входу. Отримують точку 1, яка є перетином кола паралелі з лінією течії. Аналогічно визначається наступний відрізок  $\Delta l_2$ , лише за вихідну точку береться отримана точка 1. При цьому у першому наближенні беремо  $r'_{2cp} = r_1$ . Таким методом розбивається на відрізки  $\Delta l$  кожна лінія течії. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення

вхідної кромки лопаті. Після розбивки кожної лінії течії на відрізки  $\Delta l$  необхідно виконати контроль

$$\sum \Delta l = l_{0-i},$$

де  $\sum \Delta l$  - сумарна довжина відрізків  $\Delta l$ ;

$l_{0-i}$  - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки  $i$ .

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охопту  $\Theta$  лопаті, який в основному залежить від  $n_s$  (табл. 3).

Таблиця 3

$n_s$	50-70	70-100	100-300	300-400
$\Theta$ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охопту  $120^\circ$ .

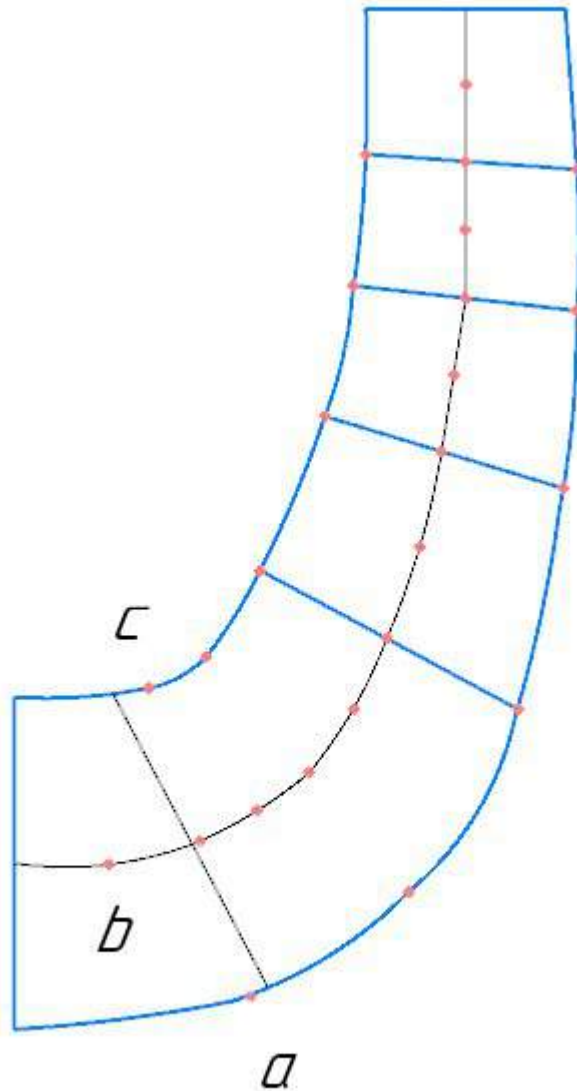


Рисунок 13 Розбивка ліній течії  
Побудова координатної сітки

Поверхня лопаті робочого колеса на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до кута  $\beta_2$ .
2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромek лопатей колеса.

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості, то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 14 – пунктирна лінія).

3. Ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії на довжині, що визначається на розгортці

циліндра величиною  $\delta = \frac{t}{2}$ , де  $t$  - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра (рис. 14).

$$t = \frac{2\pi R_{к.л.}}{z}$$

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута  $\beta_2$ .

4. Кут охоплення лопаті у плані (кут між меридіанними перерізами, що проходять через вхідну та вихідну кромки лопаті на розглядуваній лінії течії) повинен відповідати умові

$$\Theta \geq 1,5t^0,$$

де  $t^0 = \frac{360^0}{z}$  - кутовий крок лопатей.

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий (див. рис. 14):

- через точку  $I$  координатної схеми проводять промінь під кутом  $\beta_2$ ;

- на відстані  $\delta \geq \frac{1}{2}t$  від точки  $I$  проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці  $n_l$ ;

- з урахуванням вибору кута охоплення лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан  $i-i$ ;

- паралелі точок  $a, b, c$  для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки ( $a, b, c$ ) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;



$U_i$  - відповідна відстань на лінії течії.

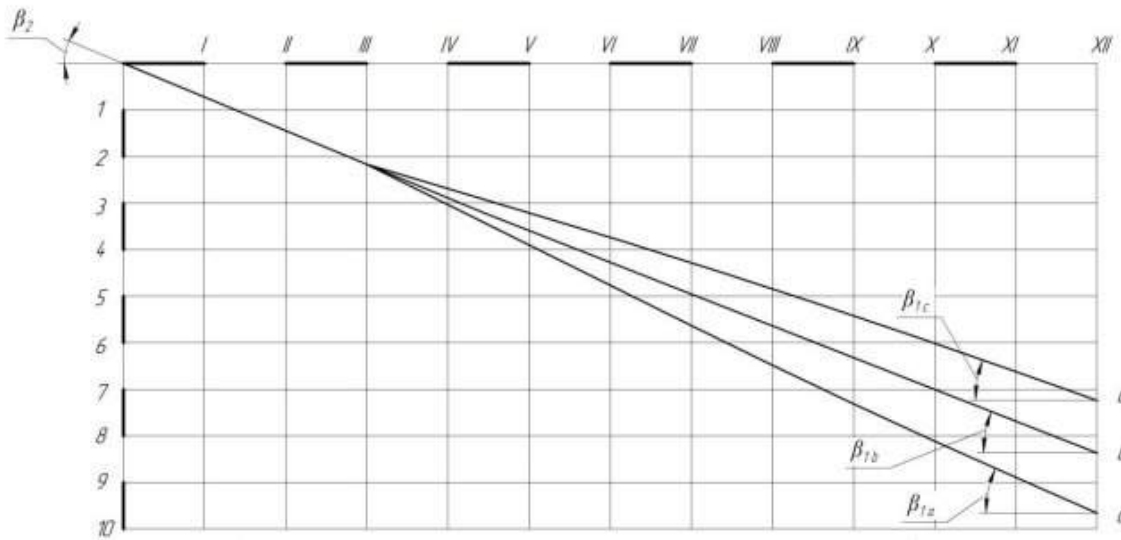


Рисунок 14 - Профілювання лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Через точки  $a$ ,  $b$ ,  $c$  проводимо промені під кутами  $\beta_{1a}$ ,  $\beta_{1b}$ ,  $\beta_{1c}$  до перетину променя, проведеного під кутом  $\beta_2$  у точках, що лежать нижче від точки  $n_{11}$ .

Для точки  $a$ :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 * 0,134 * 3000}{60} = 21$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,42}{21} = 22$$

$$\beta_{1a} = 22 + 3 = 25$$

Для точки  $b$ :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 * 0,156 * 3000}{60} = 24,5$$

$$\beta_{1Pb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,42}{24,5} = 18,9$$

$$\beta_{1b} = 18,9 + 3 = 21,9$$

Для точки  $c$ :

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 * 0,180 * 3000}{60} = 28,3$$

$$\beta_{I_{Пс}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,42}{28,3} = 16,6$$

$$\beta_{I_c} = 16,6 + 3 = 19,6$$

Меридіанними перерізами називаються лінії перерізу поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 14) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де  $x_i$  - відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;  
 $y_i$  - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

Для більш точної побудови рекомендується будувати перехідні графіки  $l = f(\Delta L)$  для розрахункових ліній течії.

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 15).

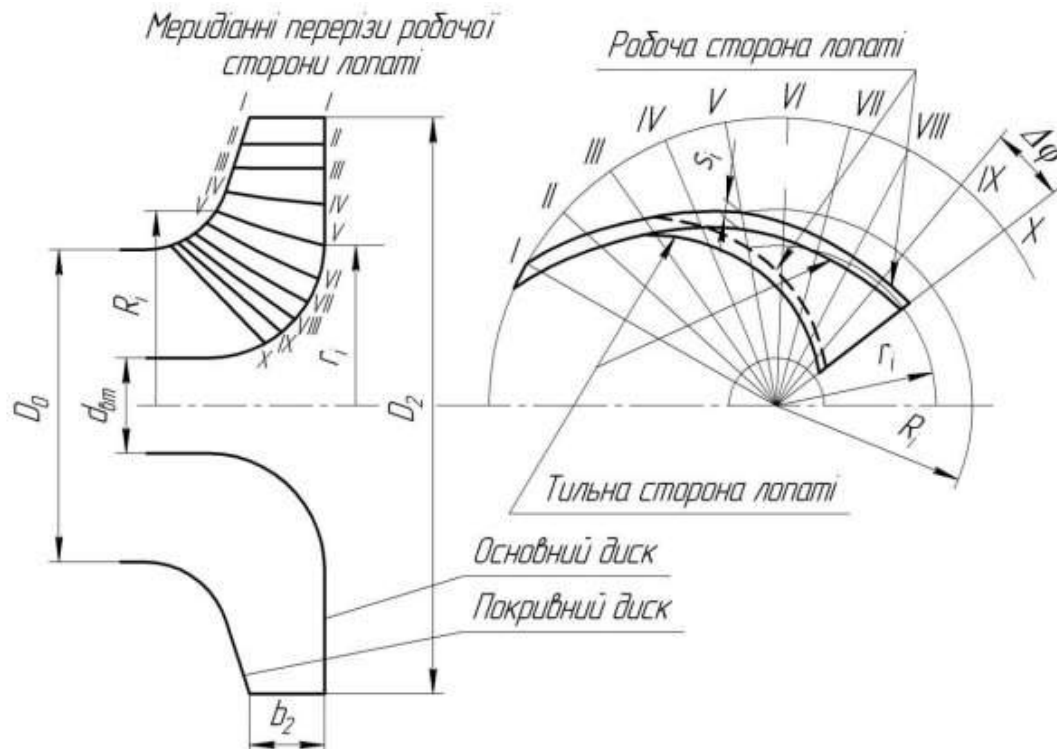


Рисунок 15 - Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами  $D_2$  та  $d_{от}$ , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани  $I, II, III \dots$  тощо з кутовим кроком  $\Delta\phi$ . Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

На меридіанній проекції вимірюють відстані  $R_1$  та  $r_1$  від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті  $s_i$  та будують тильну сторону лопаті. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою.

### 1.1.13 Виконання робочого креслення робочого колеса

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, по якому в подальшому будуть створенні профільовані лопаті. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до

таблиці). Якщо меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса).

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

Для кожного меридіанного перерізу робочої сторони лопаті зазначають відповідну товщину лопаті.

Поряд з меридіанними перерізами креслять план робочого колеса, на якому проводять меридіани *I, II, III* тощо з кутовим кроком  $\Delta\varphi$ . На план переносять раніше побудовану проекцію лопаті, що відповідає виду на колесо з боку входу.

## 1.2 Проектування направляючого апарату

Діаметр початкової окружності  $D_3$  визначаємо за формулою

$$D_3 = (1,03 \div 1,1) \cdot D_2$$

$$D_3 = (1,03 - 1,1) * 0,308 = (0,317 - 0,339) = 330 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $D_3 = 330 \text{ мм.}$

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot D_2$$
$$b_3 = 0,018 + 0,05 * 0,308 = 0,033 \text{ м}$$

Вибираємо число лопаток залежно від числа лопатей робочого колеса:

$$z_{p.k} = 7 ;$$
$$z_{n.a} = 6 .$$

Задаємо товщину лопатки н.а на вході  $\delta = 3 \text{ мм}$  і кут  $\alpha_{zt} = 5^\circ$  ( в першому приближенні)

Кут потоку на вході в н.а без урахування стиснення (з трикутника швидкостей)

$$\alpha_{31} = \operatorname{arctg} \frac{V_{m3}}{V_{u3}};$$

Тоді:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3};$$

$$V_{u3} = 46 * \frac{0,308}{0,33} = 42,9 \text{ м/с};$$

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3};$$

$$V_{m3} = \frac{350/3600}{\pi * 0,33 * 0,033} = 2,84 \text{ м/с};$$

Отже:

$$\alpha_{31} = \operatorname{arctg} \frac{2,84}{42,9} = 3,8.$$

Проектуємо спіральну частину:

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2\pi \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{31}}{H \cdot A}};$$

$$R'_3 = 0,169 * e^{\frac{2\pi}{6} * 0,8 * \operatorname{tg} 3,8} = 0,179 \text{ м}$$

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{31} - \mu$$

$$a_3 = (0,179 - 0,169) \cos 3,8 - 0,004 = 5,6 * 10^{-3} \text{ м}$$

Розміри дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot a_3$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 * 5,6 * 10^{-3} = 0,027 \text{ м}$$

$$F_4 = 2,8 \cdot F_3$$

$$F_4 = 2,8 * 1,85 * 10^{-4} = 5,2 * 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$F_3 = a_3 * b_3 = 5,6 * 10^{-3} * 0,033 = 1,85 * 10^{-4}$$

$$\varphi_{\text{экв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{оуф}}};$$

$$0,027) = 1,5 \quad \varphi_{\text{экв}} = 2 \arctg \left( \sqrt{\frac{5,2 * 10^{-4}}{\pi}} * \sqrt{\frac{1,85 * 10^{-4}}{\pi}} \right) /$$

Вибираємо число лопаток зворотнього каналу:

$$z_{\text{о.к}} = z_{\text{н.а}} = 6$$

### 1.3 Розрахунок на кавітацію

Кавітація є гідродинамічним явищем, що залежить від гідродинамічних властивостей робочого органу машини та фізичних властивостей рідини. Явище виникає при зниженні і локального тиску з різних причин динамічного характеру, таких як збільшення швидкості рідини внаслідок підвищення швидкості обертання, поділ або стиснення потоку, відхилення лінії обтікання від нормального напрямку.[2].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності.

$$c = \frac{5,62 * n * \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}$$

$$c = \frac{5,62 * 3000 * \sqrt{350/3600}}{\Delta 9,95^{3/4}} = 938,7$$

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2 * g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2 * g}$$

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{8,24}{\sin 23,42}$$

$$\Delta h = 1,2 * \frac{7,1^2}{2 * 9,81} + 0,3 \frac{21,18^2}{2 * 9,81}$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при  $c = 700 - 900$

## 2 Розрахунки на міцність

### 2.1 Сили, що діють на ротор насоса

Розрахунок осьової сили виконуємо для двох граничних випадків: нормальної роботи ущільнення та роботи ущільнення за аварійного зношування.

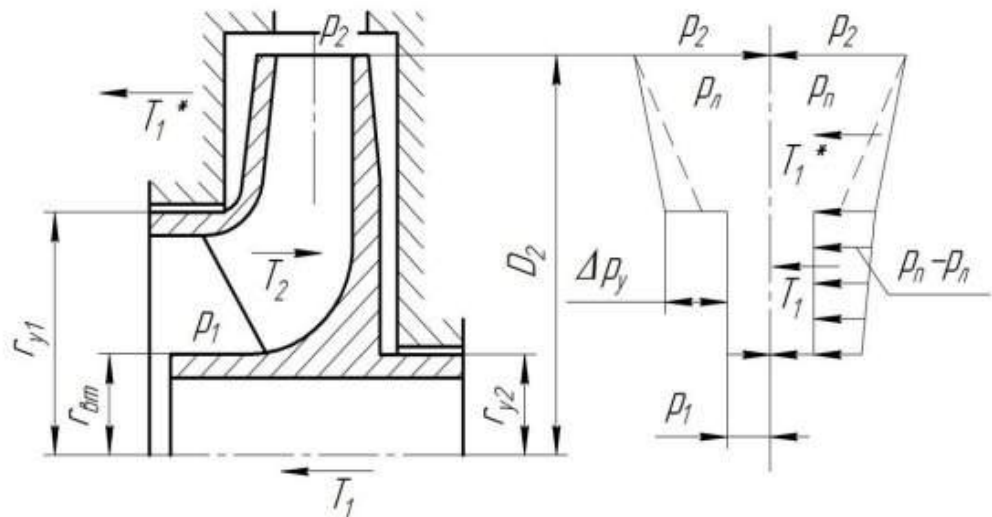


Рисунок 16 Схема ступеня відцентрового насоса із закритим робочим колесом, епюри розподілу тиску у пазухах і осьові сили, що діють на ротор насоса.

Для нормальної роботи ущільнення:

$$T_1 = \pi \rho g (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[ H_p - \frac{U_2^2}{8g} \left( 1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2r_2^2} \right) \right],$$

де  $H_p = H(1 - V_{U2}/U_2)$  - потенційний напір робочого колеса, орієнтовно  $H_p = (0,6 - 0,8)$ .

$$T_1 = 3,14 * 900 * 9,81(0,094^2 - 0,060^2) *$$

$$* \left[ 0,7 * \frac{500}{6} - \frac{48,4 \cdot 2}{8 * 9,81} * \left( 1 - \frac{0,094^2 + 0,060^2}{2 * 0,060^2} \right) \right] = 3254 \text{ Н}$$

У випадку аварійної роботи ущільнення виникає додаткова сила

$$T_1^* = \pi \rho g (r_2^2 - r_{y1}^2) \frac{U_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right)$$

$$T_1^* = \pi * 900 * 9,81 (0,094^2 - 0,060^2) * \frac{48,4 \cdot 2}{8 * 9,81} * \left( \frac{0,060^2}{0,060^2 - 0,094^2} \ln \frac{0,060^2}{0,094^2} + \frac{0,094^2 + 0,060^2}{2 * 0,060^2} - 2 \right) = 1494 \text{ Н}$$

Динамічна складова осьової сили  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку і зміною його осьового напрямку руху на радіальний

$$T_2 = \rho \cdot Q_{p.k} \cdot V_0$$

$$T_2 = 900 * (361,4/3600) * 7,1 = 642 \text{ Н}$$

Сумарна сила, яка діє на одне колесо

$$T = T_1 - T_2 + T_1^* = 3254 - 642 + 1494 = 4106 \text{ Н}$$

## 2.2 Розрахунок торцевого ущільнення

Коефіцієнт врівноваження ущільнення [1]

$$K = \frac{P_{num}}{P_0} = \frac{f}{F} = 0,55 \dots 0,8$$

де  $P_{num}$  - питомий тиск на контактних поверхнях ущільнюючих кілець;

$P_0$  - тиск перед ущільненням;

$f$  - площа, на яку діє тиск  $P_0$ ;

$F$  - площа контакту в ущільненні.

$$f = \frac{\pi(d_{зовн}^2 - d_0^2)}{4} = \frac{3,14 * (0,188^2 - 120^2)}{4} = 0,0164 \text{ м}^2$$

$$F = \frac{\pi(d_{зовн}^2 - d_{вн}^2)}{4} = \frac{3,14 * (0,188^2 - 105^2)}{4} = 0,0191 \text{ м}^2$$

Тоді



$$K = \frac{p_{num}}{p_0} = \frac{0,0164}{0,0191} = 0,859$$

Умова виконується.

Втрати потужності в ущільненні, кВт

$$N = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot d_{сер}^2 \cdot f \cdot p_{num} \cdot$$

де  $b$  - ширина ущільнюючого пояску ( $b = 10$  мм),

$f$  - коефіцієнт тертя ( $f = 0,05 \dots 0,15$ ).

$$d_{сер} = \frac{d_{зовн}^2 + d_{вн}^2}{2} = \frac{0,188^2 + 0,105^2}{2} = 0,1465 \text{ м}$$

$$p_{num} = K \cdot p_0 = 0,859 \cdot 5 \cdot 10^5 = 4,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Тоді

$$N = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot 0,01 \cdot 0,1465^2 \cdot 0,1 \cdot 4,3 \cdot 10^5 \cdot$$

- $3000 = 0,447$  кВт

### 2.3 Розрахунок реакцій у опорах валу

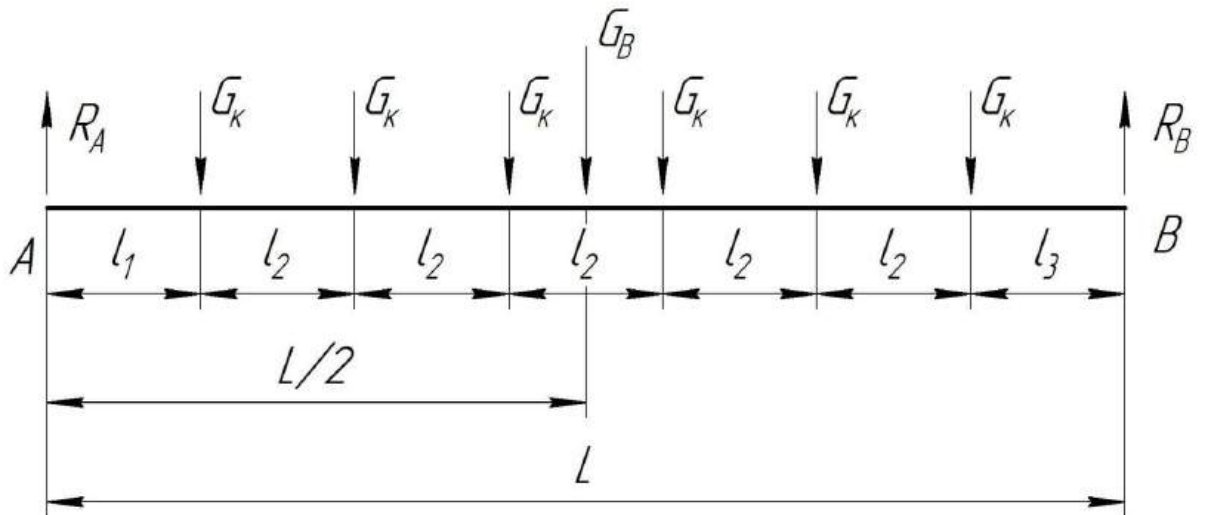


Рисунок 17 – Розрахункова схема валу

Сума моментів відносно точки А

$$\Sigma M_A = 0$$

$$G_K \cdot l_1 + G_K \cdot (l_1 + l_2) + G_K \cdot (l_1 + 2l_2) + G_K \cdot (l_1 + 3l_2) + G_K \cdot (l_1 + 4l_2) + \\ + G_K \cdot (l_1 + 5l_2) + G_B \cdot \frac{L}{2} - R_B \cdot L = 0$$

Тоді

$$R_B = \frac{G_B \frac{L}{2} + G_K (6l_1 + 15l_2)}{L} = \frac{706 \frac{1705}{2} + 80(6 \cdot 675 + 15 \cdot 95)}{1705} = 610 \text{ Н}$$

Сума моментів відносно точки В

$$\Sigma M_B = 0$$

$$G_K \cdot l_3 + G_K \cdot (l_3 + l_2) + G_K \cdot (l_3 + 2l_2) + G_K \cdot (l_3 + 3l_2) + G_K \cdot (l_3 + 4l_2) + \\ + G_K \cdot (l_3 + 5l_2) + G_B \cdot \frac{L}{2} - R \cdot L = 0$$

Тоді

$$R_A = \frac{G_B \frac{L}{2} + G_K (6l_3 + 15l_2)}{L} = \frac{706 \frac{1705}{2} + 80(6 \cdot 555 + 15 \cdot 95)}{1705} = 576 \text{ Н}$$

## 2.4 Розрахунок підшипників

Розрахунок підшипника ковзання проводимо для більш навантаженої опори В згідно [1].

Довжина підшипника

$$L = (1 \dots 1,5)d = (1 \dots 1,5) \cdot 65 = 65 \dots 97,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$L = 75 \text{ мм.}$$

Відносна довжина підшипника

$$\lambda = \frac{L}{d} = \frac{75}{65} = 1,15$$

Коефіцієнт несучої здатності

$$K_H = \frac{\lambda^2 \cdot R_B}{20 \cdot \mu \cdot \omega \cdot r^3 \cdot \frac{L}{2}},$$

де  $\mu$  - коефіцієнт в'язкості мастила (при 40 °С  $\mu = 6,822 \cdot 10^{-6}$ ),

$\omega$  - кутова швидкість обертання ротора ( $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ ).

Тоді

$$K_H = \frac{1,15^2 \cdot 610}{20 \cdot 6,822 \cdot 10^{-5} \cdot 314 \cdot 0,0325^3 \cdot \frac{0,075}{2}} = 0,127$$

За рис. 119 [1] визначаємо робоче значення ексцентриситету  $\varepsilon$  і кут ексцентриситету  $\Theta_\varepsilon$ .

$$\varepsilon = 0,6 \text{ мм};$$

$$\Theta_\varepsilon = 0,9 \text{ рад.}$$

Мінімальний зазор

$$h_{\min} = \delta(\lambda - \varepsilon) = 0,1(1,15 - 0,6) = 0,055 \text{ мм.}$$

За рис. 119 [1] визначаємо коефіцієнт торцевої витрати мастила

$$q_1 = 0,95$$

Тоді торцева витрата мастила

$$Q_1 = \frac{\delta \cdot \omega \cdot r^2}{2} q_1 = \frac{0,1 \cdot 314 \cdot 32,5}{2} \cdot 0,95 = 0,485 \text{ м}^3/\text{год.}$$

За рис. 119 [1] визначаємо коефіцієнт циркуляційної витрати мастила

$$q_2 = 1,1$$

Тоді циркуляційна витрата мастила

$$Q_2 = \frac{\delta \cdot \omega \cdot r^2}{2} q_2 = \frac{0,1 \cdot 314 \cdot 32,5}{2} \cdot 1,1 = 0,561 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Загальна витрата

$$Q = 2Q_1 + Q_2 = 2 \cdot 0,485 + 0,561 = 1,531 \text{ м}^3/\text{год.}$$

За рис. 119 [1] визначаємо коефіцієнт тертя

$$\Phi_{mp} = 2,4$$

Момент тертя

$$M_{mp} = \frac{3\mu\omega r^4}{\delta} \Phi_{mp} = \frac{3 \cdot 6,822 \cdot 10^{-6} \cdot 314 \cdot 0,0325^4}{0,1} \cdot 2,4 = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Потужність тертя

$$N_{mp} = \frac{M_{mp} \cdot \omega}{102} = \frac{1,72 \cdot 10^{-3} \cdot 314}{102} = 5,29 \text{ Вт.}$$

## 2.5 Розрахунок валу на міцність

Крутний момент у попеченому перетині 2680 Н·м. Діаметр валу  $d_{\text{п}} = 105 \text{ мм.}$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$s = s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$$

Де амплітуда та середнє напруження від нульового циклу

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M}{2W_k}$$

Приймаємо  $b=28$  мм,  $t_1=10$  мм.

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$$

$$W_k = \frac{3,14 * 105^3}{16} - \frac{28 * 10 (105 - 10)^2}{2 * 105} = 215266 \text{ мм}^3$$

Тоді

$$\begin{aligned} \tau_u = \tau_m &= \\ &= \frac{2680 * 10^3}{2 * 215266} = 6,2 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Приймаємо  $k_{\tau}=1,68$ ,  $\varepsilon_{\tau}=0,76$  та  $\psi_{\tau}=0,1$ .

Розраховуємо:

$$s = \frac{2680}{\frac{1,68}{0,76} * 6,2 + 0,1 * 6,2} = 187$$

Умова міцності валу

$$[s] < 187$$

Оскільки  $[s]=2,5$ , то умова виконується.

## 2.6 Розрахунок на міцність шпонкових з'єднань

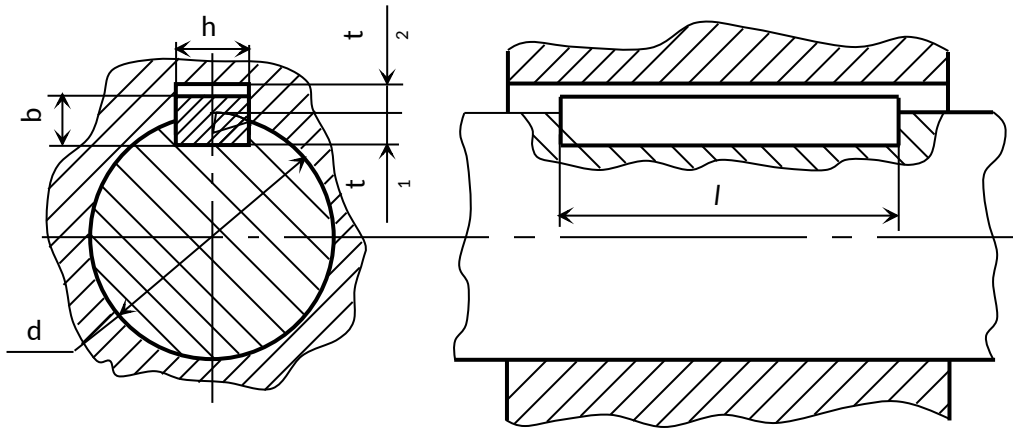


Рис. 2.3 - Схема шпоночного з'єднання

Рисунок 18 - Схема шпоночного з'єднання.

Перевіряємо на міцність шпонку під робочим колесом.

Допустиме напруження зминання при сталій маточині рівне 100-120 МПа.

Розміри шпонки  $b \times h \times l = 28 \times 16 \times 100$ . Тоді напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 * 2680 * 10^3}{105(16-10)(90-28)} = 118 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

### 3. Вибір електродвигуна

Даний розділ було обраховано за методикою [5, 16].

Раніше було пораховано споживну потужність насосу, Вт

$$N = 765430 \text{ Вт} = 765 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром

$$N_{дв} = k \cdot N$$

де  $k = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт запасу.

$$N_{дв} = 1,1 \cdot 765 = 841,5 \text{ кВт}$$

Виходячи з частоти обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираємо тип та марку двигуна.

В якості приводу насоса обирається електродвигун 4A355S2Y3.

### 4. Розділ з охорони праці

## **Сутність захисного заземлення, норми допустимого опору, порядок розрахунку.**

Захисне заземлення є важливим елементом системи безпеки електрообладнання, призначений для запобігання ураженню електричним струмом. Воно полягає у створенні навмисного електричного з'єднання між металевими частинами обладнання, які не проводять струм, та землею або її еквівалентом, наприклад, водою. Це з'єднання забезпечує безпечний шлях для струму у разі несправності обладнання, що мінімізує ризик електротравм для людей, які знаходяться поблизу.

Основна захисна функція заземлення у тому, що знижує величину струму, що проходить через тіло людини, до безпечного рівня. Це досягається за рахунок того, що опір заземлення значно нижчий, ніж опір людського тіла. Таким чином, навіть якщо виникне ситуація, коли металеві частини обладнання виявляються під напругою, струм йтиме шляхом найменшого опору — через заземлення, а не через людину.

Сфера застосування захисного заземлення охоплює різноманітні електричні мережі. Воно використовується у трифазних трипровідних системах з ізолюваною нейтраллю з напругою до 1000 В, а також у трифазних мережах з будь-яким режимом нейтралі при напрузі вище 1000 В.

У приміщеннях з підвищеною електронезбезпекою, таких як виробничі зони або лабораторії, захисне заземлення обов'язково при номінальній напрузі вище 36 В для змінного струму та 110 В для постійного. У менш небезпечних умовах, як-от офісні приміщення, вимоги до заземлення діють при напрузі 500 В та вище.

Вибухонебезпечні зони вимагають обов'язкового застосування захисного заземлення незалежно від рівня напруги, оскільки ризик виникнення іскри або електричної дуги може призвести до серйозних наслідків.

Окрім своєї основної функції, захисне заземлення також відіграє важливу роль у боротьбі зі статичною електрикою. Статична електрика може накопичуватися на обладнанні та в приміщеннях, що створює додаткові ризики, особливо в умовах, де можуть бути легкозаймисті речовини. Заземлення допомагає розсіювати статичні заряди, запобігаючи потенційним вибухам або пожежам.

Принцип дії захисного заземлення ґрунтується на зниженні небезпечних значень напруги зіткнення та кроку, які можуть виникати через "замикання на корпус". Це досягається шляхом зменшення потенціалу заземленого обладнання та вирівнювання потенціалів.

Коли людина стоїть на землі, її потенціал стає близьким до потенціалу заземленого обладнання, що знижує ризик ураження електричним струмом.

Конструктивно захисне заземлення складається із системи заземлювачів, розташованих у ґрунті, та проводів, які з'єднують ці заземлювачі з обладнанням.

Заземлювачі можуть бути виконані у вигляді металевих стрижнів, пластин або сіток, які поринають у землю для забезпечення надійного контакту з електродами. Важливо, щоб заземлювальні елементи були встановлені правильно і мали достатню площу контакту із землею, щоб забезпечити ефективне розсіювання струму.

Також слід зазначити, що регулярний контроль та обслуговування системи захисного заземлення є необхідними заходами для забезпечення її надійності. Це включає перевірку стану проводів, заземлювачів і з'єднань, а також вимірювання опору заземлення.

Порядок розрахунку штучного заземлення такий:

- a) Розрахувати розрахунковий питомий опір ґрунту
- b) Визначити опір струму одного вертикального заземлювального електрода
- c) Знайти необхідну кількість заземлювальних електродів, їх зразкове розташування по периметру приміщення та відстань між ними
- d) Розрахуйте опір струму сполучних шин
- e) Зазначити загальний опір заземлювального пристрою з урахуванням з'єднувальних шин.

Контроль захисного заземлення - згідно з ПУЕ опір контролюється щорічно (в найбільш суху чи холодну погоду) з обов'язковим частковим оголенням ґрунту та оглядом окремих деталей.

Таким чином, захисне заземлення є ключовим компонентом у забезпеченні безпеки електричних систем та захисту людей від електричних травм.

## **5. Розділ з економічної частини**

### **Виробнича структура підприємства, цеху.**

Виробнича структура підприємства – склад його виробничих структурних підрозділів, ( ланок, цехів), їх взаємозв'язки у процесі виготовлення продукції. Це забезпечує об'єднання частин виробничого процесу.

Основним підрозділом машинобудівної компанії є цех. Цех- це адміністративна, організаційна і технічно самостійна виробнича одиниця підприємства, призначена для випуску продукції належної якості або для виконання технічно однорідних і вихідних завдань.

Прикладом підрозділу виробничої структури є науково - технічний центр конструкторського відділу одного з підприємств насособудівельної направленості.

Науково - технічний центр (далі - НТЦ) є самостійним структурним підрозділом АТ та здійснює науково - технічну діяльність щодо участі в наукових роботах сторонніх організацій за договорами субпідряду, проектування виробів основного виробництва (насосів, насосних агрегатів), аналізу та оцінки проектів і заявок на виготовлення виробів, уніфікації, забезпечення розробки конструкторської документації, інформацією для придбання матеріалів, комплектуючих виробів послуг, виготовлення і контролю якості продукції, а також з технічної підтримки ІМЦ при проведенні робіт по просуванню продукції підприємства на внутрішніх і зовнішніх ринках.

#### 1 Загальні положення

1 НТЦ безпосередньо підпорядковується директору НТЦ - генеральному конструктору.

2 Безпосереднє керівництво роботою НТЦ здійснює директор НТЦ - генеральний конструктор.

#### 3 Структурна схема управління НТЦ:



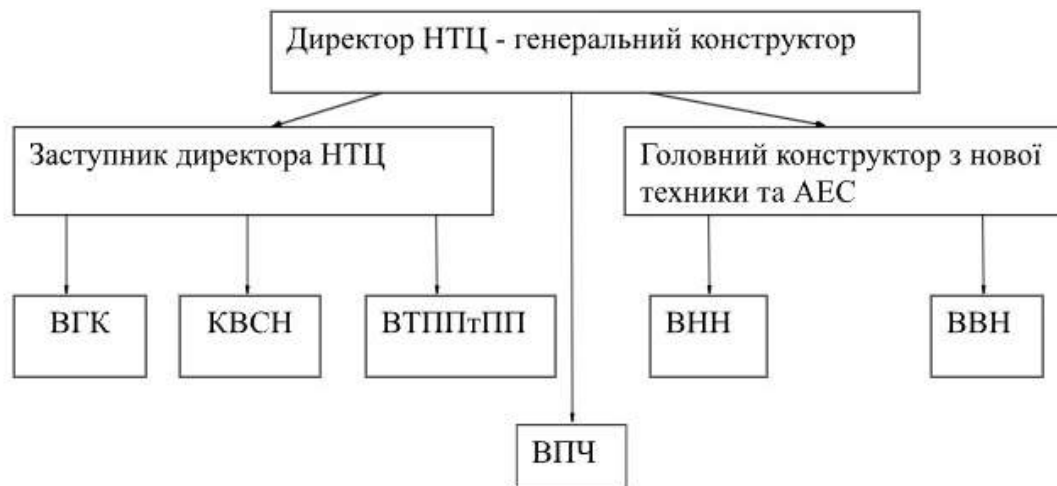


Рисунок 19 - Структурна схема управління НТЦ.

Примітки:

ВТППтПП – відділ технічної підтримки продажів та перспективних проєктів

ВПЧ-відділ проточних частин

ВНН-відділ низьконапірних насосів

ВВН-відділ вертикальних насосів

## 2 Функції підрозділу

- 1 Розробка конструкторської документації.
- 2 Опрацювання тендерних пропозицій.
- 3 Підготовка конструкторської документації для поставки виробів на експорт.
- 4 Участь у проведенні авторського нагляду.
- 5 Участь у різних видах випробувань.
- 6 Розробка конструкторської документації на випробувальні стенди.
- 7 Проведення метрологічної експертизи розробленої документації.
- 8 Бере участь у роботах з отримання ліцензії (дозволів) на право виготовлення та поставки насосів для АЕС.
- 9 Розробка документів системи управління якістю.
- 10 Складання висновків за картками дозволів на тимчасові відступи.
- 11 Проведення технічних експертиз розробок, виконаних сторонніми організаціями.
- 12 Ухвалення оперативних рішень з питань компетенції НТЦ, що виникають в процесі виготовлення, монтажу та експлуатації продукції.
- 13 Листування та телефонні запити сторонніх організацій.

14 Участь у підготовці технічних даних для рекламних матеріалів на виробі основного виробництва.

15 Проведення різних видів випробувань (крім приймально-здавальних) та експериментальні роботи по вакуумній техніці.

16 Проведення робіт з доведення дослідних зразків насосів.

17 Підготовка технічних матеріалів, участь у виїзних технічних радах, презентаціях на території замовника, листування з проектними організаціями, ведення технічних переговорів зі споживачами продукції АТ, участь в підготовці тендерних матеріалів для презентацій.

## Додатки

1. Специфікації креслень

2. Креслення:

Теоретичне креслення РК проміжної ступені,  
креслення РК,  
креслення напрямного апарату,  
креслення секції,  
складальне креслення насоса,  
монтажне креслення насоса,  
креслення ротора насоса,  
креслення деталей,

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтування та експлуатування. Звід правил.
2. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
3. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.

4. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
5. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
6. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
7. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
8. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
9. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.
10. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.
11. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.